

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE**

NÁVRH POHONU PROTOTYPU PRO SHELL ECO-MARATHON

PROPOSAL OF DRIVELINE OF PROTOTYPE FOR SHELL ECO-MARATHON

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

RADEK SKÁCELÍK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Radek Skácelík

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh pohonu prototypu pro Shell Eco-marathon

v anglickém jazyce:

Proposal of driveline of prototype for Shell Eco-marathon

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte pohon prototypového vozidla pro Eco Shell marathon podle pravidel pro rok 2015, pohon se předpokládá čtyřdobým zážehovým motorem pro zahradní techniku v provedení na benzín nebo zemní plyn. Návrh musí zahrnovat pomocný rám pro uchycení motoru, spojku a převod na hnané kolo a uložení zadního kola.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce by měla obsahovat: Úvod, popis možných konstrukčních řešení v historii úsporných vozidel, návrh základní koncepce, podpořené základními výpočty, konstrukční návrh řešení, rozbor výhod a nevýhod navrženého řešení.

Text práce v rozsahu 20 až 30 stran, obrázky, tabulky, výkresy a grafy.

Seznam odborné literatury:

- [1] Vlk, F.: Teorie a konstrukce motocyklů 1. Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2004, ISBN 80-239-1601-7.
[2] Vlk, F.: Převody motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2006, ISBN 80-239-6463-1.
[3] SHELL ECO-MARATHON 2015 OFFICIAL RULES

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 21.11.2014



J. Pospíšil

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

Uz. Jaroslav Katolický

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

ABSTRAKT

V bakalářské práci je řešeno pohonné ústrojí soutěžního vozu. V úvodu jsou shrnuta pravidla soutěže. Dále jsou řešeny jízdní odpory a varianty pohonného ústrojí vozidla, jehož hlavním cílem je dosáhnout nízké spotřeby. Řešení je zaměřeno na koncept řazení rychlostí v planetovém náboji v kombinaci s užitím synchronního řemenového převodu. V konstrukci je k pohonu použit motor Honda GX25 s odstředivou spojkou a rozměr hnaného kola je 20". Řešení je znázorněno ve výkresu sestavení.

ABSTRACT

In the bachelor thesis, the drivetrain design of the racing car is solved and described. The competition rules are summarized in the introduction. Then the driving resistances and drivetrain design variants are evaluated, which main objective is to achieve low fuel consumption. The solution is focused on the concept of a planetary gear-shifting hub, in combination with the synchronous belt drive. The Honda GX25 engine with a centrifugal clutch and the driven wheel dimension of 20" is used to drive the design. The design solution is shown at the assembly drawing.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jízdní odpory, Honda GX25, Shell Eco-marathon, zavěšení motoru, planetový převod, synchronní řemenový převod, spotřeba paliva

KEYWORDS

driving resistance, Honda GX25, Shell Eco-marathon, engine suspension, hub gear, synchronous belts transmission, fuel consumption

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKÁCELÍK, Radek. *Název: Návrh pohonu prototypu pro Shell Eco-maraton*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 39 s., 2 přílohy. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Návrh pohonu prototypu pro Shell Eco-maraton vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

29. května 2015

podpis

.....

Radek Skácelík

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce

OBSAH

ÚVOD	11
1 TECHNICKÁ PRAVIDLA KATEGORIE PROTOTIPŮ.....	12
1.1 PALIVA	12
1.2 ROZMĚROVÉ PARAMETRY	12
1.3 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY	12
1.4 KOLA A ŘÍZENÍ	13
1.5 TRAŤ	13
2 JÍZDNÍ ODPORY	14
2.1 VOLBA KOLA A URČENÍ VALIVÉHO ODPORU	14
2.2 ODPOR VZDUCHU	15
2.3 ODPOR STOUPÁNÍ	17
2.4 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ.....	18
3 NÁVRH HNACÍHO ÚSTROJÍ.....	19
3.1 ŘEŠENÍ JINÝCH TÝMŮ	19
3.2 VÝPOČET HNACÍCH SÍL A MINIMÁLNÍHO VÝKONU.....	22
3.3 VOLBA MOTORU	22
3.4 NÁVRH SEKUNDÁRNÍHO PŘEVODU	26
3.5 NÁVRH PRIMÁRNÍHO PŘEVODU.....	27
3.6 NÁVRH SPOJKY	29
3.7 BRZDOVÝ SYSTÉM	30
4 UCHYCENÍ MOTORU A ZAVĚŠENÍ KOLA.....	31
4.1 PŘÍCHYCENÍ MOTORU	31
4.2 ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA.....	32
ZÁVĚR.....	34
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	35
SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	36
SEZNAM PŘÍLOH	39

ÚVOD

Shell Eco-maraton je mezinárodní studentská soutěž, ve které se závodí v co nejefektivnějším využití paliva. V roce 2015 se bude konat již třicátý ročník této soutěže. Závodů se pravidelně účastní více než 5000 studentů technických škol z 50 zemí světa. Závodí se na třech kontinentech a to v Evropě, Asii a Americe. Česká republika měla v historii zastoupení pouze v jednom ročníku soutěže a to Ostravskou Báňskou univerzitou, která spolupracovala s univerzitou v Košicích. Týmy mezi sebou soupeří ve dvou základních kategoriích.

Kategorie street urban je pravidly více omezenou kategorií. Vozidlo má představovat koncept městského auta budoucnosti. Proto při návrhu je mnoho kritérií, jako na příklad pozice jezdce musí být v sedě, vozidlo musí mít čtyři kola a nastupovat se musí dveřmi.

Zato kategorie prototypů má omezení spíše bezpečnostního charakteru, což dává větší prostor pro technické inovace a zkoušení netradičních přístupů ke snížení spotřeby paliva.

Rozdíl mezi těmito kategoriemi je v měřené veličině u prototypů je to spotřeba paliva a u koncepce street urban je to potřebný dodaný výkon.

Výjimečnost této soutěže je především ve velké paletě paliv, kterými je možné vozidla obou kategorií pohánět. Je možné využít jak spalovací vznětové a zážehové motory, tak i elektro motory. Tento fakt umožňuje studentům poznat jednotlivé výhody a úskalí těchto paliv.

1 TECHNICKÁ PRAVIDLA KATEGORIE PROTOTIPŮ

Vozidla musí splňovat mnoho technických a v kategorii prototypů, kterou se návrh bude zabývat, především bezpečnostních pravidel. Dodržení pravidel je důsledně kontrolováno při technických přejímkách, kterými musí každý vůz projít.

1.1 Paliva

Před samotným návrhem jsem se musel rozhodnout, jaký druh pohonu použiji. Na výběr mám ze široké škály druhů paliv pro všechny druhy spalovacích motorů a elektro motorů na baterie a vodíkové články.

Pro spalovací motory lze volit z benzínu Shell FuelSave Unleaded 95, nafty Shell FuelSave Diesel, etanolu E100 a plynů CNG a Shell Gas to Liquid. Kategorie CNG je pro nové týmy zajímavá tím, že jde o novou kategorii pro rok 2015 a proto ostatní týmy nebudou moci čerpat ze zkušeností z předchozích ročníků.

1.2 Rozměrové parametry

Pro vozidla jsou dány maximální rozměry, které jsou na stanovištích technické kontroly měřeny pomocí kalibrových šablon a ráků.

Výška vozu může být maximálně 100 cm.

Rozchod kol musí být větší než 50 cm. Měření probíhá mezi středy ploch, kde se kolo dotýká vozovky.

Poměr mezi výškou a rozchodem nesmí být větší jak 1,25.

Rozvor kol nesmí přesáhnout 100 cm.

Maximální délka vozu je 350 cm a jeho hmotnost bez řidiče musí být menší než 140 kg.

Minimální váha jezdce je stanovena na 50 kg.

1.3 Bezpečnostní prvky

Řidič musí sedět s nohama napřed a v kabině musí být upevněn pětibodovým bezpečnostním pásem. Při návrhu kabiny je třeba dbát na to, že je nutné, aby řidič byl schopný úplně opustit vozidlo do 10 sekund. Velikost vstupního otvoru vozidla musí umožnit snadnou pomoc a vytažení řidiče v případě nehody. Kryt kabiny pro tyto případy musí být z vnějšku opatřen červenou šipkou, která ukazuje mechanismus otevírání kabiny. Otevření musí být možné bez použití jakéhokoliv náradí. Motorový prostor musí být oddělen protipožární přepážkou od kabiny. Otvory pro táhla a hadice v ní jsou povoleny, ale musí být utěsněny.

Vozidlo musí být vybaveno tlačítkem nouzového vypnutí. Po jeho zmáčknutí musí dojít u zážehových motorů k rozpojení zapalování a u vznětových k zastavení přívodu vzduchu nebo paliva. K odpojení baterie dojít nemusí.

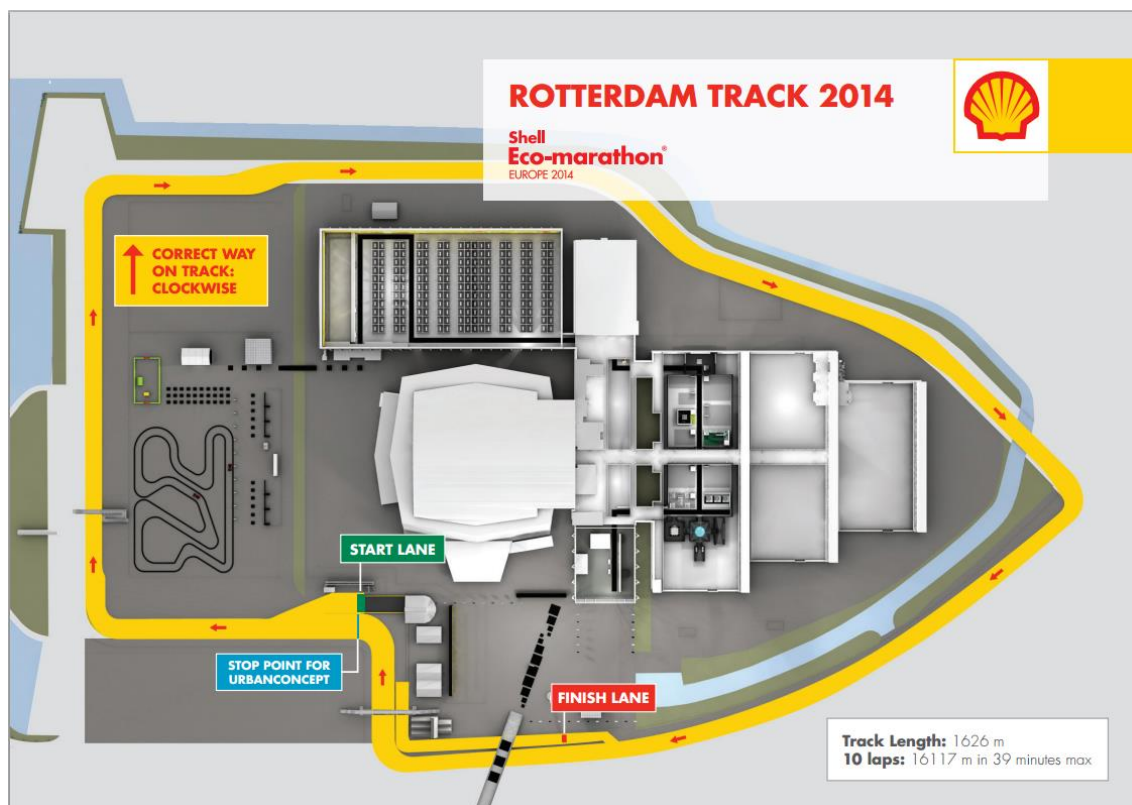
Z vozidla musí mít řidič výhled v rozsahu 90° do stran a výhled vzad musí být zajištěn zrcátky nebo kamerou. Zrcátka musí být umístěna na obou stranách vozu a musí mít plochu alespoň 25 cm². To znamená rozměr 5 x 5 cm.

1.4 Kola a řízení

Pravidly nejsou parametry kol nikterak omezeny, ale je nutné zajistit, aby ráfky kol byly obuty do plášťů stejné velikosti. Při volbě kol je potřeba pamatovat na to, že cyklistická kola nepřenesou velké axiální zatížení. Řídící může být pouze přední náprava a poloměr otáčení vozidla musí být menší než 8 metrů. Všechna kola musí být opatřena brzdou. Ve vozidle musí být vytvořeny dva nezávislé obvody pro samostatné brždění přední a zadní nápravy. Ovládání přední brzdy musí být vyvedeno na volant a ovládání zadní brzdy zajistí pedál. Funkce brzd je ověřována na nakloněné rovině o 20 % stoupání. Veškerý pohon vozidla musí zajišťovat tření mezi kolem a vozovkou a pohon vozidla musí být oddělen spojkou. Je umožněno použití odstředivé spojky, která bude mít spínací otáčky větší jak rozběhové.

1.5 Trat'

Závod probíhá v ulicích Rotterdamu obr. 1.1. Vozidlo musí ujet deset kol což je 10,1 míle a to v časovém limitu 39 minut. Tato podmínka kladе nutnost, aby se vozidlo po trati pohybovalo průměrnou rychlostí vyšší než 25 km/h. Na trati je 5 pravoúhlých zatáček, které jsou všechny na pravou ruku jezdce a čtyři táhlé na stejnou stranu. Okruhu disponuje dvěma rovinkami. Po trati se budou pohybovat i vozy ostatních týmů, proto je nutné vozidlo vybavit klaksonem pro bezpečné předjíždění.



Obr. 1.1 Mapa závodní trati [14]

2 JÍZDNÍ ODPORY

Pro dostatečné dimenzování pohonné jednotky je potřeba zjistit jaký odpor musí překonávat. Cílem řešení je zajistit co nejnižší hodnoty těchto odporů, ovšem jsem na úplném počátku, proto se u koeficientů budu držet konzervativní strategie návrhu.

Při řešení úkolu použiji základní koncept návrhu, to je, že vozidlo bude mít 3 kola. Dvě přední a jedno zadní. Tento koncept je výhodný v případě poháněné zadní nápravy, tím se vyhnu nutnosti požit diferenciál. Při umístění motoru před zadní nápravu můžu dosáhnout ideálního rozložení hmotnosti ve voze.

2.1 Volba kola a určení valivého odporu

Při volbě kola se musím zaměřit na nízký odpor a dobrou trakci. Nepředpokládám závod v dešti, proto při hledání vhodné pneumatiky se zaměřím na pneumatiky bez desénu. Tomuto požadavku nejlépe odpovídají pneumatiky Schwalbe Kojak 20 x 1,35 obr. 2.1. Je možné je hustit na tlak 6,5 barů a tím zmenšit deformaci pneumatiky po zatížení. Průměr volím 20 palců, což mi umožní použít bikrosové ráfky. Ty mají velkou tuhost, proto vyhoví doporučení v pravidlech.



Obr.2.1 Kolo Schwalbe Kojak 20 x 1,35 [13]

Pro určení koeficientu valivého odporu f_k je důležité znát povrch, na kterém se závod koná. Po celé délce okruhu je položen hladký asfalt. Proto z tab. 2.1 vyberu odpovídající hodnotu f_k , kterou volím jako střed intervalu pro asfalt.

Povrch	f_k	Povrch	f_k
asfalt	0,01 – 0,02	Travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	Hluboký písek	0,15 – 0,30
dlažba	0,02 – 0,03	Čerství sníh	0,20 – 0,30
makadam	0,03 – 0,04	Bahnitá půda	0,20 – 0,40
Polní cesta suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
Polní cesta mokrá	0,08 – 0,20		

Tab. 2.1 koeficienty valivého odporu [4]

Při výpočtu odporů předpokládám ideální rozložení hmotnosti vozu a to polovinu na přední nápravu a polovinu váhy na zadní kolo. Hmotnost jezdce předpokládám 60 Kg a pohotovostní hmotnost vozu uvažuji 50 Kg. Z toho to předpokladu lze určit velikost normálové síly na zadním kole Z_{kz} a celkové zatěžující síly vozidla Z_k .

$$Z_{kz} = \frac{m}{2} \cdot g = \frac{110}{2} \cdot 9,81 = 539,55 \text{ N} \quad (2.1)$$

$$Z_k = m \cdot g = 110 \cdot 9,81 = 1079,1 \text{ N} \quad (2.1)$$

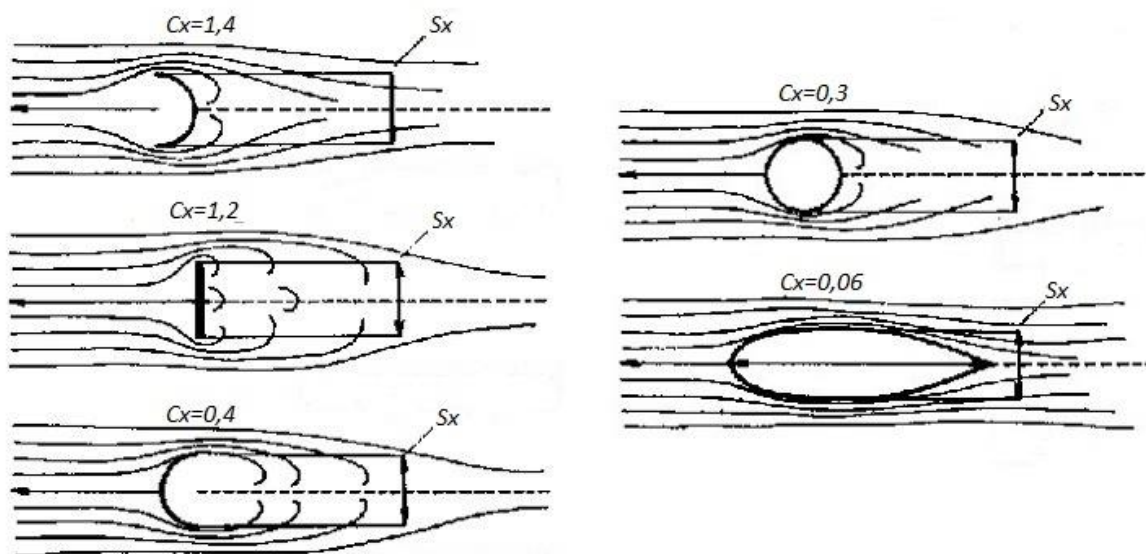
Výpočet valivého odporu tří kol po rovině O_{fr} .

$$O_{fr} = f_k \sum_i Z_{ki} = f_k \cdot Z_k = 0,015 \cdot 1079,1 = 16,187 \text{ N} \quad (2.3)$$

2.2 Odpor vzduchu

Největší část jízdních odporů ve vyšších rychlostech představuje odpor vzduchu. V této fázi návrhu ovšem nemám konkrétní rozměry trupu vozidla, na kterém závisí velikost čelní plochy S_x a součiniteli odporu vzduchu C_x .

Čelní plocha je promítnutí přední strany vozidla, kam je promítnuta která tlačí vzduch před vozidlem. Na obrázku 2.2 můžeme vidět několik aerodynamických tvarů, které mají stejnou čelní plochu i přes rozdílný tvar.



Obr. 2.2 proudění okolo těles různých tvarů [9]

Součinitel odporu vzduchu udává, jak snadno vzduch obtéká okolo vozu a zda dochází k odtržení proudnic a turbulentnímu proudění. Velikost tohoto součinitele lze snadno konstrukčně ovlivnit oblými tvary vozu a ostrými úhly náběžných ploch. Na obrázku 2.2 je jasně patrné, že nejlepších hodnot dosahují tělesa kapkovitých tvarů, kdežto tvary rovné nebo vypouklé proti proudění nejsou příliš vhodné.

Jelikož v této fázi návrhu neznám velikost ani tvar vozidla, tak zvolím hodnoty z tabulky 2.2. Při volbě koeficientu musím uvažovat to, že vozidla na Shell eco maraton jsou aerodynamicky optimalizována. Tím dosahují nízkých hodnot koeficientu C_x a malé čelní plochy S_x ta přitom musí být dostatečně velká, aby obsáhla polo ležící siluetu jezdce.

Typ vozidla	C_x [1]	S_x [m ²]
Osobní automobil	0,4 – 0,5	1,6-2,0
Závodní vozy nekrytá kola	0,4 – 0,6	0,7 – 1,3
Závodní vozy krytá kola	0,25 – 0,35	0,8 – 1,5
Sportovní vozy	0,3 – 0,35	1,3 – 1,6
Autobusy	0,5 – 0,7	5 - 7

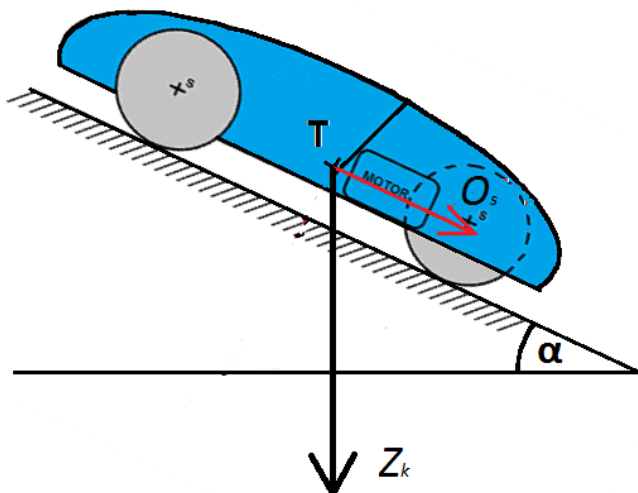
Tab. 2.2 Hodnoty součinitele vzdušného odpor [4]

Pro výpočet volím hodnoty pro závodní vozy s krytými koly. Maximální rychlost vozu volím s dostatečnou rezervou $v_r = 40$ km/h a boční vítr nebudu předpokládat. Trať je lemována plnými plastovými svodidly, která boční vítr do určité míry eliminují.

$$O_v = C_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 = 0,25 \cdot \frac{1,25}{2} \cdot 0,7 \cdot 11,11^2 = 13,5 \text{ N} \quad (2.4)$$

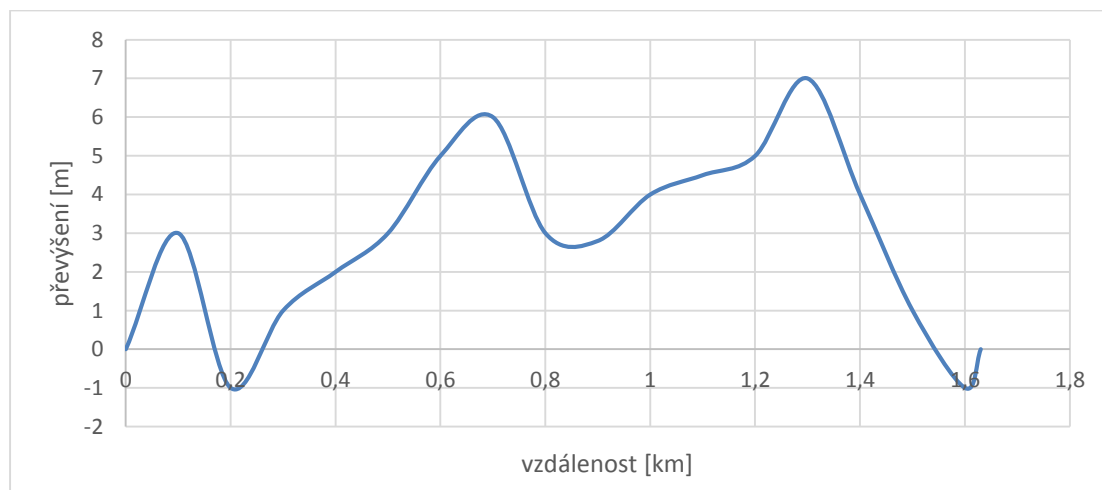
2.3 Odpor stoupání

Tento odpor vzniká jako důsledek pohybu po nakloněné rovině. Kdy složka vektoru tíhy vozu působí při stoupání proti směru jízdy vozidla obr. 2.3. Tím vzniká odporová síla O_s .



Obr. 2.3 pohyb vozidla po nakloněné rovině [1]

Závodní trať na několika místech stoupá a vozidlo musí zdolat během jednoho okruhu celkové převýšení o velikosti 8 metrů. Největší stoupání s převýšením o velikosti 7 metrů se nachází podle grafu 2.4 v intervalu 0,2-0,7 km. V tomto úseku jsou na trati dvě rovinky, které přichází hned po startu.



Obr. 2.4 Profil trati

Při určení velikosti odporu se zaměřím na nejprudší úsek stoupání trati, který se nachází v úseku hned za startem. Délka úseku $l=0,1$ km a převýšení $h=3$ m. Jelikož se jedná o malý úhel stoupání, můžeme si výpočet zjednodušit tak, že $\tan(\alpha) \approx \sin(\alpha)$.

$$\tan \alpha = \frac{h}{l} = \frac{3}{100} = 3 \cdot 10^{-2} \quad (2.5)$$

$$O_s = Z_k \cdot \tan \alpha = 1079,1 \cdot 3 \cdot 10^{-2} = 32,4 \text{ N} \quad (2.6)$$

2.4 Odpor proti zrychlení

Jedná se o odpor, který kladou všechny součástky vozidla, které se dávají do pohybu. Jedná-li se o pohyb rotační, tak pro zrychlení otáčení je potřeba přivádět moment, který dokáže překonat moment setrvačnosti soustavy. Tohoto odporu mohu využít tím, že budu využívat setrvačnost soustavy po odpojení motoru. Nejvýhodnější tedy je po vypnutí motoru ihned odpojit zbylé rotační prvky od hnaného kola a využívat setrvačnosti celku bez brždění.

Celkový odpor zrychlení, který je nutno překonat přivedeným momentem, se spočítá jakou součet odporů posuvných částí a rotačních částí. V mém návrhu se budu zabývat variantou, kdy se pohonné ústrojí po ukončení akcelerace okamžitě odpojí. Proto na vozidlo budou působit jen odporové síly, které budou vozidlo zpomalovat se zrychlením a_z .

$$a_z = \frac{O_{fr} + O_v}{m} = \frac{16,187 + 13,5}{110} = 0,27 \frac{m}{s^2} \quad (2.7)$$

3 NÁVRH HNACÍHO ÚSTROJÍ

Hlavním cílem hnacího ústrojí je spojit motor s poháněným kolem. Spojení musí umožňovat dávkovat krouticí moment motoru na hnané kolo. Při rozjezdu je potřeba krouticí moment, který překoná odporové síly, ale bude menší, než maximální moment, který dokáže kolo přenést na vozovku, jinak by došlo k prokluzu kola. Je také potřeba, aby umožnilo dosáhnouti předpokládané maximální rychlosti.

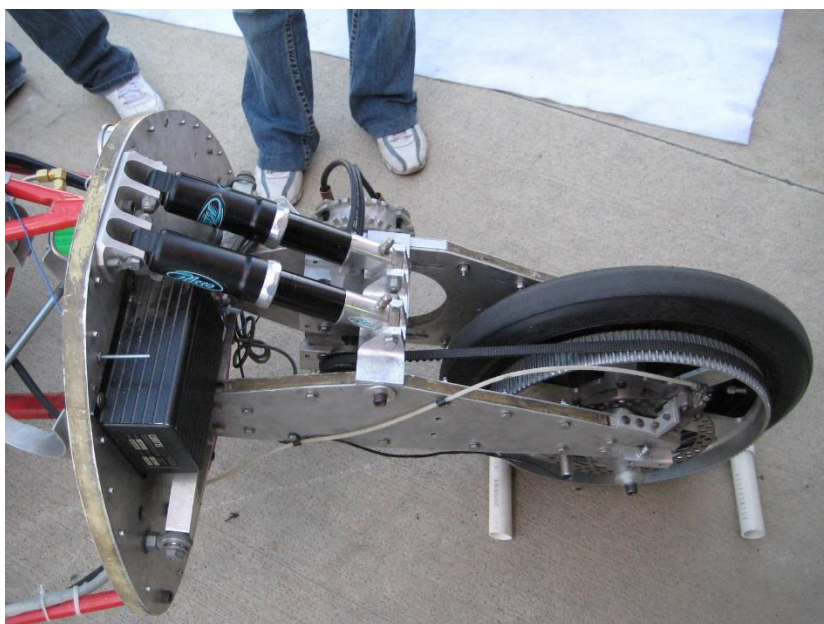
3.1 Řešení jiných týmů

Dříve než začnu se samotným návrhem, pokusím se zmapovat technická řešení ostatních týmů.

V hojném počtu jsou zastoupena řešení pouze s primárním převodem. Kde je pomocí pastorku s řetězem obr. 3.1 nebo řemenem obr. 3.2 hnané kolo spojeno přímo s motorem. Toto řešení vyniká svou jednoduchostí, ale neumožňuje efektivní využití výkonu motoru. Vozidla s tímto řešením nedosahují vysokých rychlostí jízdy a dynamika jízdy je omezená. Tento převod musí být dimenzován tak, aby umožnil rozjezd vozidla, ale aby také umožnil dosáhnouti závodní rychlosti pro splnění časového limitu na závod.



Obr. 3.1 pohon pomocí jednoho převodového stupně [8]



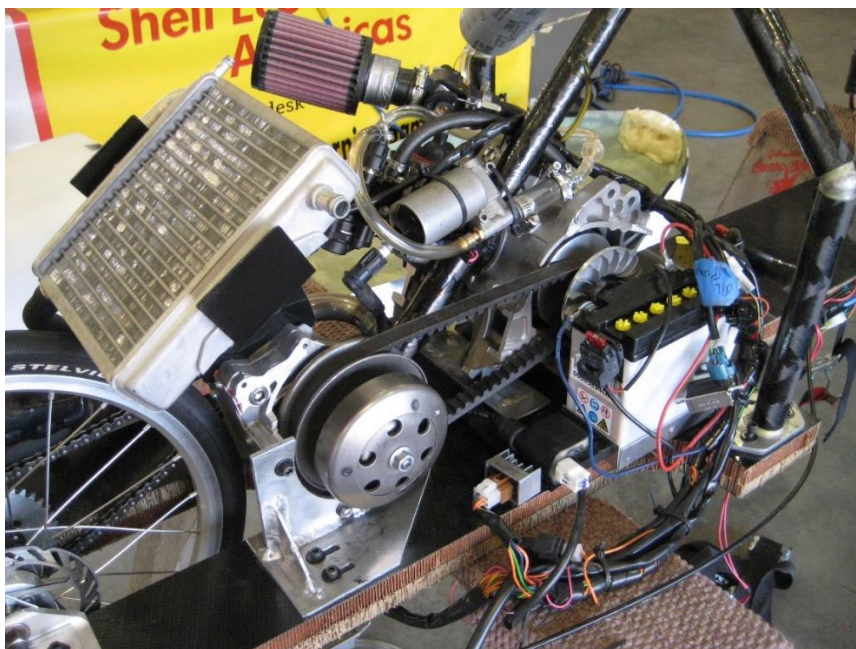
Obr. 3.2 Převod řemenem [8]

Jako výhodnější varianta se jeví řešení s rozjezdovým a provozním převodem obr. 3.3. Výhodou tohoto řešení je vyšší rychlost na dráze. Možnosti ekonomické jízdy jsou jako u předešlé varianty omezené jen na udržování jedné rychlosti vozidla. Veškeré zrychlení, například pro předjetí, se musí konat zvyšováním otáček nad meze přípustné pro ekonomickou jízdu.



Obr. 3.3 převod s rozjezdovým převodem [1]

Daleko výhodněji se jeví varianta variátoru a sekundárního převodu obr. 3.4. Tato varianta umožňuje v rámci určitého rychlostního pole udržet otáčky motoru v přijatelném rozsahu. Nevýhodou tohoto řešení jsou ztráty prokluzem řemenu a vyšší hmotnost variátoru.



Obr. 3.4 převodové ústrojí s řemenovým variátorem [8]

Jako nejvýhodnější se jeví použití vícerychlostního cyklistického planetového náboje obr. 3.5. Užití tohoto řešení eliminuje nevýhody všech předešlých variant, nevýhoda této koncepce je velká pořizovací cena tohoto náboje a předem určené převodové poměry a rozsah, ve kterém je možné řadit jednotlivé převodové stupně. Tuto nevýhodu může omezit pouze výběr vhodného produktu.



Obr. 3.5 převodové ústrojí s planetovým nábojem [8]

3.2 Výpočet hnacích síl a minimálního výkonu

Pro dimenzování pohonu a hnacího ústrojí musím znát síly, které je třeba překonat, aby se vozidlo uvedlo do pohybu a jak velkou sílu dokáže přenést na vozovku, aniž by došlo k prokluzu hnaného kola o poloměru r_k . Skluz kola závisí na povrchu vozovky, po kterém se vozidlo pohybuje. Proto z tabulky 3.6 volím součinitel skluzové přilnavosti η_σ pro suchý asfalt. Pomocí rovnice 3.1 vypočítám maximální sílu F_{Kmax} a maximální krouticí moment M_{Kmax} rov. 3.2.

vozovka		η_σ
Beton	suchý	0,8 – 1
	mokrý	0,5 – 0,8
asfalt	suchý	0,6 – 0,9
	mokrý	0,3 – 0,8
Dlažba	suchá	0,6 – 0,9
	mokrá	0,3 – 0,5
sníh		0,2 – 0,4
náledí		0,1 – 0,3

Tab. 3.6 součinitele skluzové přilnavosti [4]

$$F_{Kmax} = \eta_\sigma \cdot Z_{zk} = 0,6 \cdot 539,55 = 323,73 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$M_{Kmax} = F_{Kmax} \cdot r_k = 323,73 \cdot 0,27 = 87,4 \text{ Nm} \quad (3.2)$$

Pro splnění požadovaného cíle v maximální rychlosti musím znát i minimální výkon, který je pro dosažení této rychlosti potřeba. Minimální hnací sílu potřebuji větší než součet odporových sil. Z této úvahy mohu spočítat potřebný výkon P_{min} . Přičemž uvažuji účinnost hnacího ústrojí η_{mech} 94 %, šesti procentní ztráty předpokládám třením.

$$P_{min} = \frac{(O_{fr} + O_v + O_s) \cdot v_r}{\eta_{mech}} = \frac{(16,187 + 13,5 + 32,4) \cdot 11,112}{0,94} = 733 \text{ W} \quad (3.3)$$

3.3 Volba motoru

Při znalosti potřebného výkonu musím nyní najít agregát, který bude vyhovovat pravidlům a bude mít dostatečný výkon s co nejmenší spotřebou.

Pro potřeby závodu mohu použít pouze čtyřtákní motory. Při výběru motoru se zaměřím na ty s malým zdvihovým objemem. Pro úsporu váhy se zaměřím na vzduchem chlazené motory.

Mým požadavkům odpovídají motory Honda GX25 obr. 3.6 a Honda GX35 obr. 3.7. Jedná se o zážehové motory pro zahradní techniku s jedním válcem. Blok motoru je vyroben z hliníku a na výstupu jsou vybaveny odstředivou spojkou. Motory nejsou

vybaveny startérem. Start probíhá za pomoci sytiče a ručního roztáčení motoru startovací šňůrou.

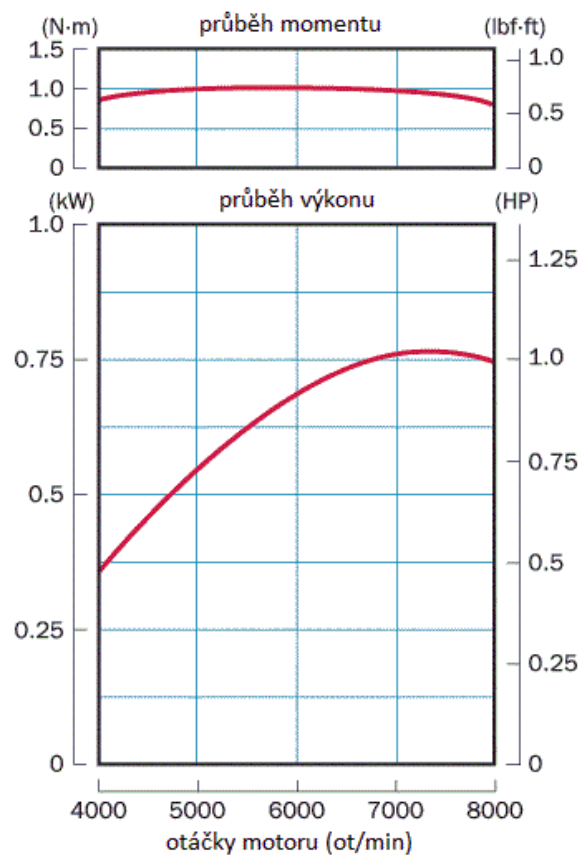


Obr. 3.6 Honda GX25 [10]

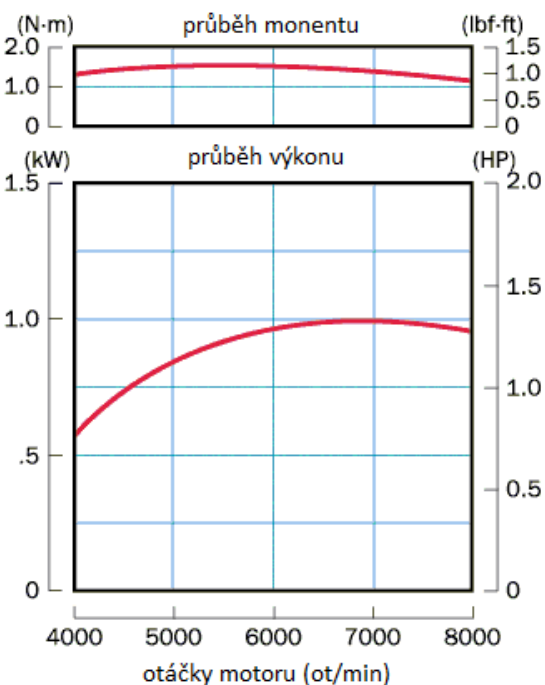


Obr. 3.7 Honda GX35 [11]

Hlavním kritériem pro volbu mezi motory bude spotřeba paliva. Z křivek průběhu krouticího momentu a výkonu obr. 3.8 a-b odečtu minimální otáčky, které poskytnou dostatečný výkon pro překonání jízdních odporů. Oba motory mají stejný kompresní poměr 8:1.



Obr. 3.8a Honda GX25 [10]



Obr. 3.8b Honda GX35 [11]

Na základě vypočteného minimálního výkonu a odečtením hodnot z grafů průběhů výkonů můžu usoudit, že oba motory mají dostatečný výkon. Nyní porovnám spotřeby paliva motorů v rozsahu jejich otáček. Abych zjistil, který z motorů dokáže pracovat při stejném výkonu šetrněji s palivem. Výrobce udává spotřebu paliva při stejných otáčkách motoru. Motor GX25 má spotřebu $0,54 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ při 7000 otáčkách motoru za minutu, kdežto GX35 má spotřebu $0,71 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ při stejných otáčkách, ale za to s výkonem o 0,3 kW větším.

Nyní se pokusím spočítat přibližnou spotřebu motoru GX35 při stejném výkonovém rozsahu jaký nabízí motor GX25. Pro výpočet využiji udávanou hodinovou spotřebu paliva, ze které získám hmotnostní proudy paliva M_p . Využiji přitom znalosti tabulkové hustoty paliva $\rho_p = 748 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$M_{p_{GX25}} = \frac{\rho_p \cdot V_p}{t} = 0,54 \cdot 10^{-3} \cdot 748 = 0,404 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (3.4)$$

$$M_{p_{GX35}} = \frac{\rho_p \cdot V_p}{t} = 0,71 \cdot 10^{-3} \cdot 748 = 0,531 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (3.5)$$

Dále určím efektivní měrnou spotřebu m_p pomocí rovnice 3.6 a vynesu hodnoty do tabulky 3.9.

$$m_p = \frac{M_p}{P} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right] \quad (3.6)$$

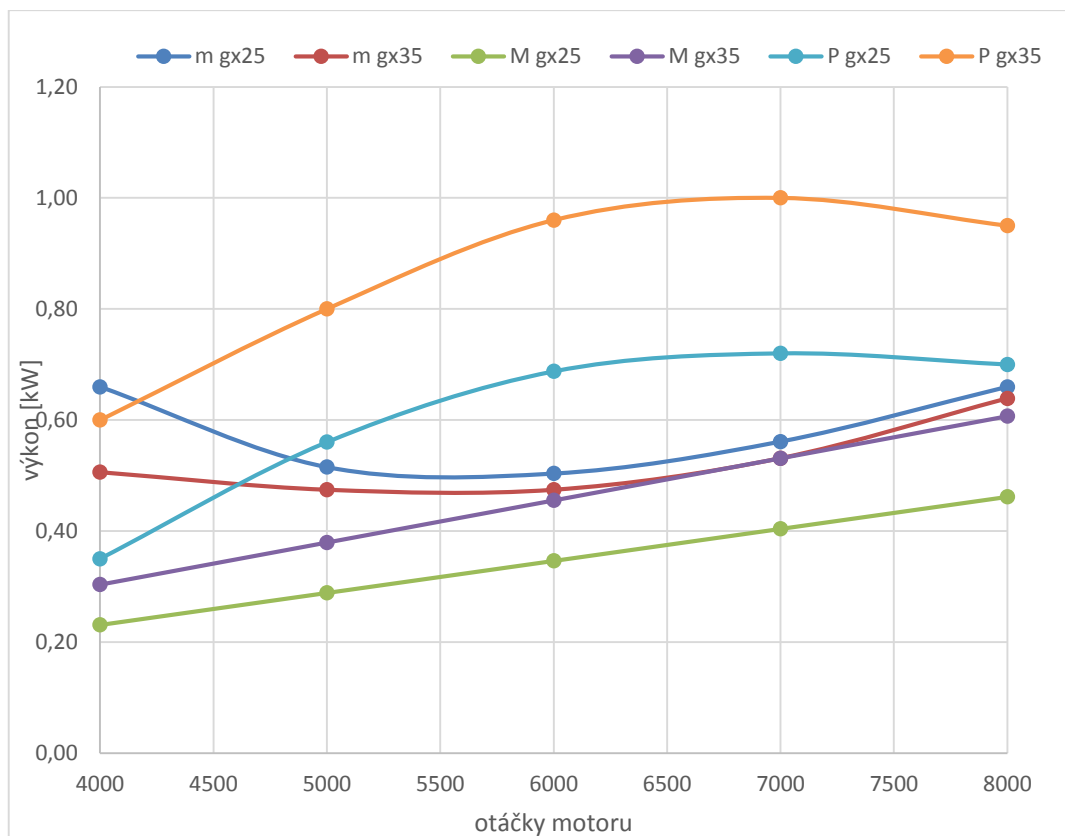
n	P _{GX25}	P _{GX35}	GX25	GX35	M _{GX25}	M _{GX35}
4000	0,35	0,6	0,66	0,51	0,23	0,30
5000	0,56	0,8	0,52	0,47	0,29	0,38
6000	0,6875	0,96	0,50	0,47	0,35	0,46
7000	0,72	1	0,56	0,53	0,40	0,53
8000	0,7	0,95	0,66	0,64	0,46	0,61

Tab. 3.9 Hodnoty měrné a efektivní spotřeby

Daty z tabulky 3.9 proložím křivky v grafu 3.8. Ten jasně ukazuje nižší měrnou spotřebu u motoru GX35. Oproti tomu GX25 má nižší spotřebu paliva, ale také podstatně nižší výkon a maximum krouticího momentu ve vyšších otáčkách než GX35.

Proto nyní spočítám minimální krouticí moment, který je potřeba k dosažení maximální rychlosti. Protože snahou jezdce by mělo být provozovat motor v nízkých otáčkách. Proto i při volbě maximálního převodového poměru i_c nepoužiji otáčky, při nichž motor dosahuje největšího výkonu, ale otáčky při kterém dosahuje největšího krouticího momentu n_m . Tedy pro GX25 5000 ot/min a pro GX35 5500 ot/min.

$$i_c = \frac{0,377 \cdot n_m \cdot r_k}{v_r} = \frac{0,377 \cdot 5500 \cdot 0,27}{40} \cong 15 \quad (3.7)$$



Obr. 3.8 průběhy spotřeby a výkonu v závislosti na otáčkách

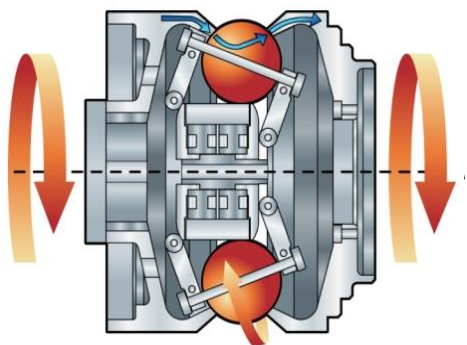
Jak jsem výpočtem zjistil, tak velký rozdíl v celkovém převodu není, ale umožní nám to vypočítat minimální moment M_{min} pro dosažení maximální rychlosti.

$$M_{min} = \frac{(O_v + O_{fr} + O_s) \cdot r_k}{\eta_{mech} \cdot i_c} = \frac{(13,5 + 16,187 + 32,4) \cdot 0,27}{0,94 \cdot 15} = 1,19 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

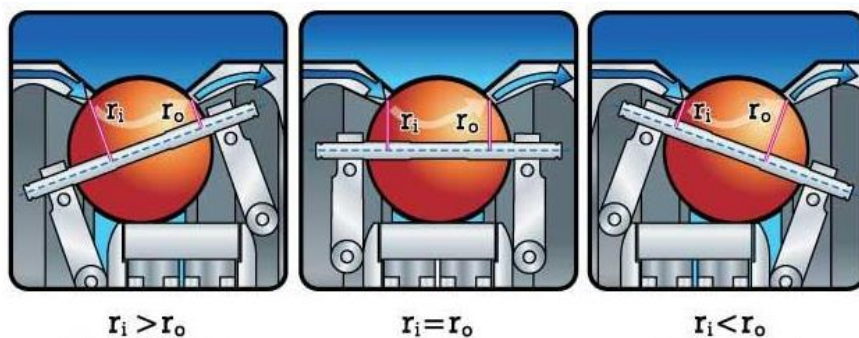
Oba motory mají dostatečnou sílu a výkon pro pohon vozidla. Bude výhodnější požit motor GX25 má nižší spotřebu paliva. Dokonce i jeho krouticí moment, bez velkého dalšího převodování, by stačil pro pohon vozidla. Motor GX35 tedy je v tomto případě nepříliš vhodný pro svojí spotřebu paliva a nevyužitelný velký výkon.

3.4 Návrh sekundárního převodu

Jako nejlepší koncept pro převodové ústrojí se jeví návrh s řazením rychlostních stupňů v náboji. Na trhu se vyskytují dva základní typy těchto nábojů. Na principu planetové převodovky s velkým množstvím pevných převodových stupňů nebo na principu plynulé změny převodového poměru za pomoci rozdílných poloměrů v místě dotyku hnaného a hnacího kotouče s převodovou koulí obr. 3.10a-b.



Obr. 3.10a převodový náboj NuVinci N360 CVT [7]



Obr. 3.10b princip změny převodu v náboji NuVinci N360 CVT [7]

Výhodou tohoto řešení je možnost plynulého a tedy i optimálního odstupňování převodového poměru. Toto řešení je vhodné použít tam, kde se dlouho setrvává na jednom převodovém stupni a to pro svou náročnost na obsluhu. Z toho důvodu bude výhodnější využít náboj na planetovém principu s možností automatického řazení jednotlivých stupňů.

Na trhu zvoleným požadavkům vyhovuje více modelů s různým počtem převodových stupňů od dvou až po jedenáct. Některé konstrukce dokonce umožňují automatické řazení na základě vstupních otáček. Proto se při výběru zaměřím na produkty, které mají velké množství převodových stupňů a má co možná největší převodový poměr a možnost automatického řazení, které usnadní obsluhu.

Požadovaným parametrům nejlépe odpovídá jedenácti rychlostní planetový náboj od firmy Shimano. Model Afine SG-S700 obr. 3.11 váží 1744 g a umožňuje řazení převodů v rozsahu převodových poměrů 0,527 – 2,153 viz tab. 3.12. Automatické řazení rychlostí zajišťuje krokový motor. Pomocí táhla vychyluje páku, jejímž pohybem dochází ke změnám převodových stupňů.

Převodový stupeň	Převodový poměr
1	0.527
2	0.681
3	0.770
4	0.878
5	0.995
6	1.134
7	1.292
8	1.462
9	1.667
10	1.888
11	2.153



Obr. 3.11 Shimano Afine SG-S700 [17]

Tab. 3.12 Převodové poměry jednotlivých stupňů [17]

Použití tohoto náboje usnadní i konstrukční řešení brzd, jelikož je uzpůsoben k snadné montáži kotoučové brzdy. Dále je také uzpůsoben pro montáž do běžných cyklistických ráfků. Ráfky musí umožňovat montáž 32 špic výpletu kola.

3.5 Návrh primárního převodu

Cílem primárního převodu bude snížit otáčky motoru a přenést krouticí moment mezi spojkou a sekundárním převodem. Jelikož předpokládám velkou rozteč mezi spojkou a kolem budu muset vyřešit přenos na větší vzdálenost.

Tyto kritéria splňují řetězové převody, které se vyznačují velkou účinností až 99%. Jejich hlavní nevýhodou, pro tuto aplikaci, je jejich hmotnost. Mnohem lépe vypadá z pohledu hmotnosti, použití řemenového převodu. Klínové řemeny, ale nemůžeme použít pro jejich nízkou účinnost, která je zapříčiněna prokluzem a natahováním řemenu.

Nejlepší řešení je kombinace výhod řetězového a klínového převodu. Toho dosáhnou použitím plochých zubových řemenů. Aby nedocházelo ke ztrátám natahováním řemenu, volím ty s kevlarovou vložkou. Ta podstatně zvyšuje účinnost až na 99 %.

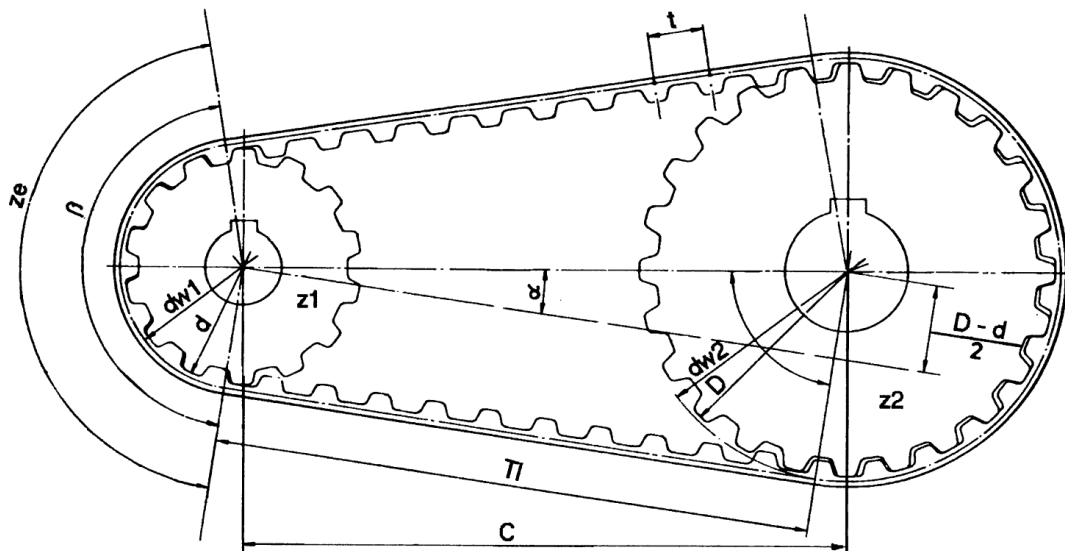
Nyní musím vypočítat parametry ozubených kol. Nejprve si musím určit převodový poměr, kterého je potřeba na primárním převodu dosáhnout. Na základě toho, že znám potřebný celkový převod i_c a maximální převod planetového náboje i_2 , tak snadno dopočítám převodový poměr primárního převodu i_1 .

$$i_1 = \frac{i_c}{i_2} = \frac{15}{2,153} = 6,97 \quad (3.8)$$

Pro spojení řemenic použiji ozubený řemen s lichoběžníkovými zuby s roztečí T10. Výpočtem zjistím rozměry řemenic obr. 3.13.

Pastorek volím s 18 zubovými mezerami z_1 a dopočítám počet zubů ozubeného kola z_2 z převodového poměru.

$$z_2 = z_1 \cdot i_1 = 18 \cdot 6,97 \cong 125 \quad (3.9)$$



Obr. 3.13 Základní rozměry řemenic

$$dw_1 = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{18 \cdot 10}{\pi} = 57,3 \text{ mm} \rightarrow d = 57,5 \text{ mm} \quad (3.10)$$

$$dw_2 = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} = \frac{125 \cdot 10}{\pi} = 397,88 \text{ mm} \rightarrow D = 398 \text{ mm} \quad (3.11)$$

Vzdálenost os C je limitována velikostí kola a motoru proto výpočtem v CAD programu určím optimální rozteč mezi osami 342 mm. Ověřím délku řemenu L a přizpůsobím jí katalogovým hodnotám.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} = 2 \cdot 342 + \frac{\pi}{2}(398 - 57,5) + \frac{(398 - 57,5)^2}{4 \cdot 342} \quad (3.12)$$

$$L = 1304 \text{ mm} \rightarrow 1300 \text{ mm}$$

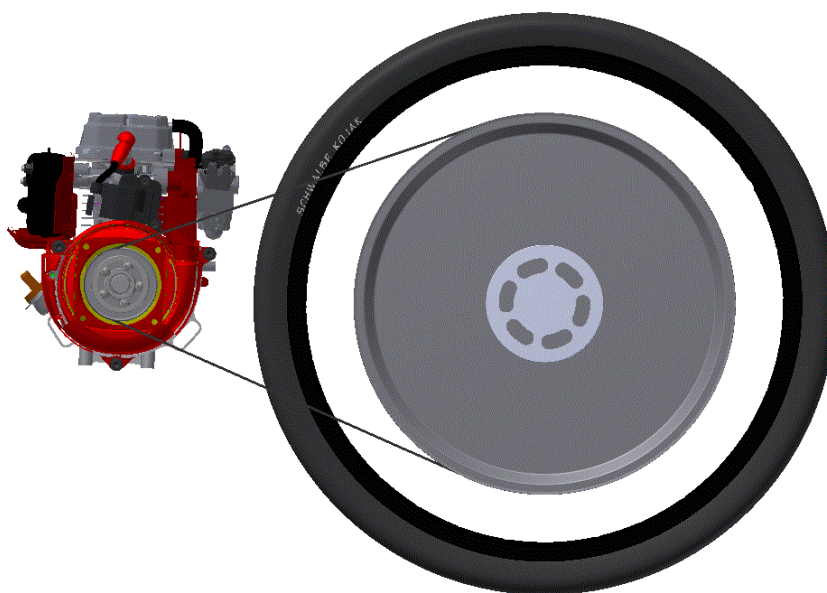
Použiji řemen 16 T10 – 1300.

Pro tento řemen vypočítám úhel opásání β .

$$\beta = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{D - d}{2C} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{398 - 57,5}{2 \cdot 342} \right) = 120^\circ 17' \quad (3.13)$$

Úhel opásání je dostatečný abych nemusel používat náběhové kladky.

Přiměřenost rozměrů řemenic můžeme opticky vyhodnotit podle schématu obr. 3.14.



Obr. 3.14 Návrhové rozložení primárního převodu

3.6 Návrh spojky

Motor GX25 je od výrobce vybaven dvoučelistovou odstředivou spojkou obr. 3.15. Tuto spojku upravím tak, aby se dostala do záběrové polohy hned po zvýšení otáček z volnoběžných otáček, ale tak aby nedocházelo k sepnutí spojky startérem. Toho můžeme dosáhnout výměnou pružin spojky. Přesné otáčky, na které je nutné spojku seřídít v tuto chvíli neznám, proto výměna pružiny v této chvíli není možná.



Obr. 3.15 Odstředivá spojka z Hondy GX25

Vnitřní a vnější rozměry spojkového koše jsou dány výrobcem motoru. Toto místo je důležité z hlediska chlazení, jelikož zde bude docházet ke zvýšení teploty vlivem tření spojky. Proto zde použiji běžnou konstrukční ocel i přes její vyšší hmotnost. Spojkový koš bude sloužit zároveň jako hnací hřídel celého převodového ústrojí. Tato hřídel je namáhaná na krut a na ohyb od předeptnutí řemenu primárního převodu.

3.7 Brzdový systém

Při návrhu zadní brzdy využiji možnosti montáže přímo na planetový náboj obr. 3.16, na který bude připevněna kotoučová brzda. Brzdnou sílu budeme přivádět hydraulickou brzdovou kapalinou na brzdový třmen. Brzdu bude řidič ovládat pomocí nášlapného pedálu.



Obr. 3.16 Shimano Afine SG-S700 s kotoučovou brzdou

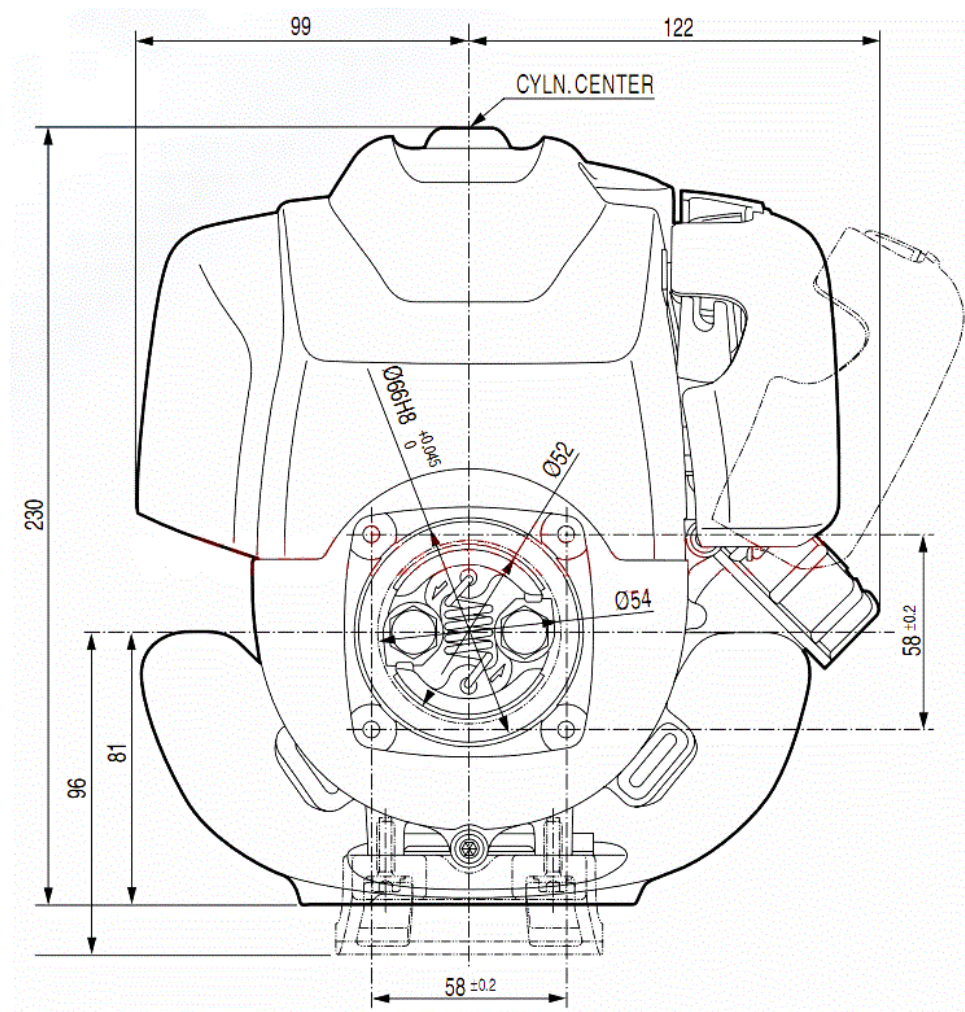
4 UCHYCENÍ MOTORU A ZAVĚŠENÍ KOLA

Ze všech navržených dílů je nyní potřeba vytvořit funkční sestavu. Při návrhu zavěšení budeme vycházet z toho, že neznáme koncepci stavby karoserie.

4.1 Přichycení motoru

Při montáži motoru budu předpokládat motor, který nemá žádné velké úpravy jako je demontáž krytů. Jediné s čím budu v návrhu počítat je to, že při závodech týmy musí využít schválenou nádržku na palivo. Proto se dá očekávat, že spodní nádrž při jízdě nebudeme využita, proto bude odmontována. Tím získám pro účely montáže ve spodní části dva otvory pro šrouby.

Při návrhu využiji otvory po nádrži a dva otvory původně určené pro montáž do vestavby obr. 4.1.



Obr. 4.1 Rozměry motoru GX25 s vyznačením otvorů pro montáž [6]

Motor tedy bude přišroubován k svařované konzoli, která ponese nalisované ložisko s nalisovanou hřídelí se spojovým košem obr. 4.2.



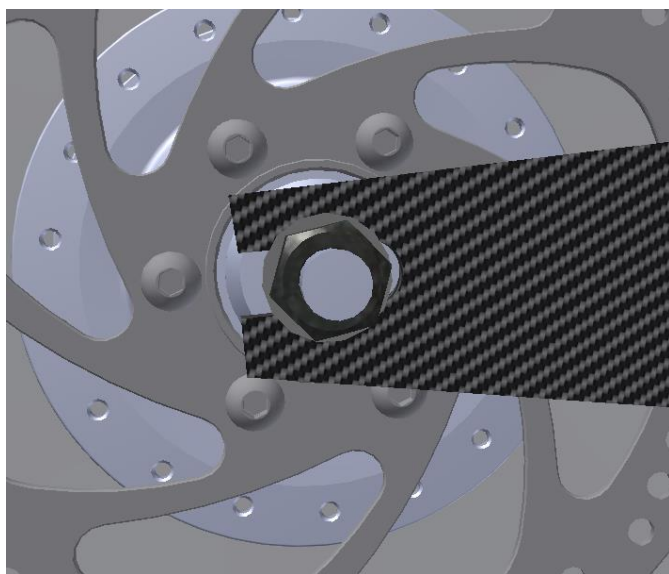
Obr. 4.2 Konzola uchycení motoru

4.2 Zavěšení zadního kola

Cílem zavěšení kola a motoru je funkční uchycení těchto součástí k nosné konstrukci vozidla.

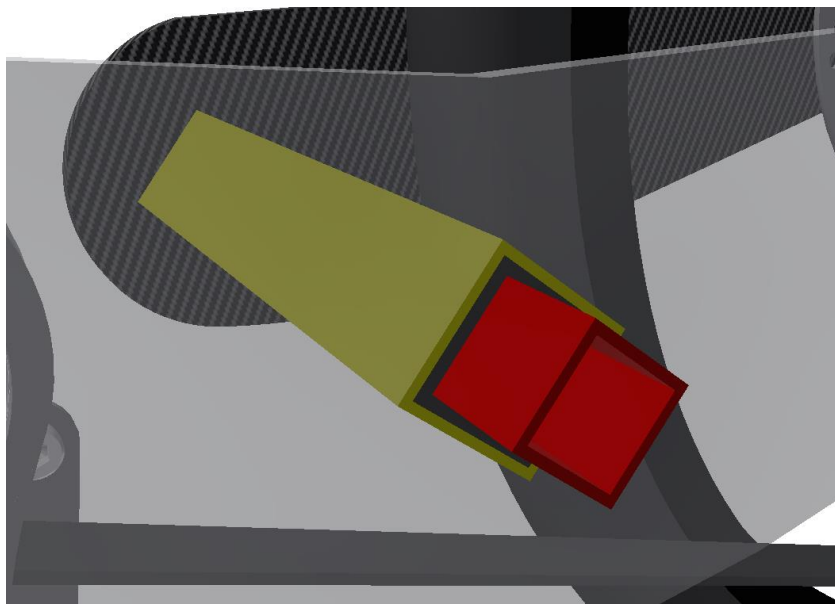
Jelikož neznám, jak bude nosná konstrukce vypadat, můžu usuzovat, že díky snaze o co nejlepší aerodynamiku se bude vozidlo v zadní části zužovat. Z tohoto důvodu navrhuji zavěšení volit tak, aby umožnilo tuto filozofii návrhu.

Zavěšení musí dovolovat také napínání řemenu, což nám umožní variabilní otvory pro přichycení zadního kola obr. 4.3. Při návrhu kola jsme použili vysokotlakové pneumatiky, které budou přenášet veškeré nerovnosti povrchu v podobě vibrací. Proto je potřeba vibrace způsobené jízdou po nerovném povrchu pro vyšší komfort tlumit.



Obr. 4.3 Montážní rozsah zadního kola

Jako nejlepší konstrukční řešení, v této fázi návrhu, je použití zavěšení, které se bude připojovat ke konstrukci v co nejméně bodech. Tedy použít samonosně zavěšenou konstrukci s co nejmenším počtem kotvicích bodů. To zajistí užití torzního odpružení s pryžovou vložkou obr. 4.4. Výhodou tohoto odpružení je jeho konstrukční jednoduchost, ale nevýhodou je malý rozsah tlumení.



Obr. 4.4 Torzní odpružení s pryžovou vložkou

Celou konstrukci nosného zavěšení budu předpokládat z kompozitního sendviče, který umožní optimálně dimenzovat konstrukci zavěšení v místech namáhaných od šroubových spojů.

K zavěšení zadního kola připojím i konzolu s motorem obr. 4.4 a díky tomu dosáhnu tlumení jak vibrační motoru, tak i vibrační způsobených jízdou.

ZÁVĚR

Autor vytvářel návrh pohonného ústrojí pro vozidlo určené pro závod Shell eco-maraton. V tomto závodě se stanovuje pořadí podle efektivity využití paliva na organizátorem určené trati. Řešitel musel, tedy brát ohled na minimalizaci jízdních odporů přitom v návrhu bylo nutno dodržet všechna bezpečnostní a technická pravidla kategorie prototypů.

Tato práce má za cíl položit základ pro stavbu dalších částí vozidla. Proto autor musel brát ohled na pokračovatele této práce a uvažovat konzervativnější pojetí koncepce. Koeficienty odporů byly vybrány tak, aby pokračovatelům této práce umožnily různé koncepce jejich práce.

Řešitel zvolil předpokládané konstrukční parametry vozidla jako je maximální rychlost 40 km/h a pohotovostní hmotnost vozidla s jezdcem 110 kg. Na základě těchto skutečností vyhodnocoval jízdní odpory a podmínky na trati závodu. Po určení jízdních odporů řešitel zvolil motor odpovídající požadavkům odporů tak, aby bylo dosaženo co nejmenší spotřeby. Jako agregát pohonné jednotky byl požit motor Honda GX25 s výkonem 0,75 kW a točivým momentem 1Nm. Po rešerši používaných řešení ostatními týmy se autor rozhodl vydat se cestou převodového ústrojí s možností měnit převodový poměr. Toho bylo docíleno použitím cyklistického planetového náboje Shimano Afine SG-S700, který má 11 převodových stupňů v rozsahu 0,527 – 2,153. Motor je k převodovému ústrojí připojen odstředivou spojkou, která pohání spojkový koš. Na spojkový koš je napojena hřídel, která pohání první stupeň převodového ústrojí s převodovým poměrem 6,97. Tento převodový stupeň je tvořen synchronním ozubeným řemenem s kevlarovým vyztužením pro dosažení vyšší účinnosti převodu. Řemenový převod pohání planetový náboj, který je upevněn výpletem kola do 20" cyklistických ráfků s galuskovými pneumatikami.

Celé pohonné ústrojí je přimontováno k rámu za pomoci konzole uchycení motoru a drážek pro uchycení zadního kola. Tento rám je odpružen za pomoci torzního odpružení s pryžovou vložkou. Montáž rámu do vozidla je připravena za pomoci vyvedené tyče čtvercového průřezu o rozměrech 21x21 mm.

Tato práce má sloužit jako koncepce pro budoucí realizaci závodního vozu. Na ni se bude navazovat stavbou dalších částí vozu.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Návrh pohonu vozidla pro Shell Eco-marathon*. Pardubice, 2013. diplomová práce.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 9788021426290.
- [3] VLK, František. *Sbírka úloh z teorie vozidel*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1984, 123 s.
- [4] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů. díl 1*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2004, 355 s. : il. ISBN 8023916017.
- [5] 2015 OFFICIAL RULES. CHAPTER I. USA, 2014. Dostupné také z: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/for-participants/general-information/rules.html>
- [6] HONDA. *Leták gx25*. Praha, 2013. Dostupné také z: <http://www.hondastroje.cz/motory/mini-4-takty/gx-25>
- [7] Overview of the NuVinci Continually Variable Transmission Hub for Electric Bikes. *Electric Bike Review* [online]. 2015 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://electricbikereview.com/guides/nuvinci-cvt-hub-electric-bikes/>
- [8] Shell-Eco-Marathon-2008. *Smugmug* [online]. 2008 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://hightechcoonass.smugmug.com/Other/Shell-Eco-Marathon-2008/i-9PHGxBB/A>
- [9] Brzdící síly. *Biofyzikální web* [online]. 2004 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://ftplf2.agarek.com/fyzio/prvak/biofyzika/semin/zuzka_plavani.php
- [10] GX25. *Honda engines* [online]. 2015 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx25>
- [11] GX35. *Honda engines* [online]. 2015 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx35>
- [12] GX35 brush cutter Clutch Shoe. *Every china* [online]. 2014 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.everychina.com/m-honda-gx35>
- [13] Kojak HS 385. *Schwalbe* [online]. 2013 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://www.schwalbetires.com/bike_tires/road_tires/kojak
- [14] Location and track. *Shell* [online]. 2013 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/events/europe/location-and-track.html>
- [15] Maproute 410990. *Google Map Pedometer* [online]. 2009 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.mappedometer.com/?maproute=410990#>
- [16] Pohonne-systemy-ozubene-remeny. *Ozubené řemeny* [online]. 2012 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.logismarket.cz/ip/haberkorn-ulmer-pohonne-systemy-ozubene-remeny-475486.pdf>
- [17] SG-S700-S. *Shimano* [online]. 2015 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://cycle.shimano-eu.com/content/seh-bike/en/home/city---comfort/drivetrain/internal-geared-hubs/sg-s700-s.html>
- [18] Shimano Alfine 11 Speed Hub – SG-S700. *Hubstripping* [online]. 2010 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <https://hubstripping.wordpress.com/alfine-shimano/alfine-11/>

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

veličina	značka	jednotka
<i>Zrychlení/ zpomalování vozidla</i>	a_z	m/s^2
<i>Rozteč řemenic</i>	C	mm
<i>Součinitel odporu vzduchu</i>	C_x	
<i>Hlavový průměr kola</i>	D	mm
<i>Hlavový průměr pastorku</i>	d	mm
<i>Výpočtový průměr pastorku</i>	dw_1	mm
<i>Výpočtový průměr kola</i>	dw_2	mm
<i>Koeficient valivého odporu</i>	f_k	
<i>Maximální síla na hnaném kole</i>	F_{Kmax}	N
<i>Primární převodový poměr</i>	i_1	
<i>Maximální sekundární převodový poměr</i>	i_2	
<i>Maximální převodový poměr</i>	i_c	
<i>Délka řemenu</i>	L	mm
<i>Měrná spotřeba paliva</i>	m_p	$\frac{kg}{kW \cdot h}$
<i>Maximální moment na hnaném kole</i>	M_{Kmax}	Nm
<i>Hmotnostní proud paliva</i>	$M_{p.}$	kg/h
<i>Otáčky maxima krouticího momentu</i>	n_m	ot/min
<i>Valivý odpor všech kol</i>	O_{fr}	N
<i>Odpor vzduchu</i>	O_v	N
<i>Odpor stoupání</i>	O_s	N
<i>Minimální potřebný výkon</i>	P_{min}	W
<i>Poloměr kola</i>	r_k	m
<i>Čelní plocha vozidla</i>	S_x	m^2
<i>Rozteč řemenu</i>	t	mm
<i>Normálová síla na zadním kole</i>	Z_{kz}	N
<i>Maximální rychlost vozidla</i>	v_r	km/h
<i>Celková gravitační síla vozidla</i>	Z_k	N
<i>Počet zubů pastorku</i>	z_1	
<i>Počet zubů kola</i>	z_2	

<i>Úhel opásání řemenice</i>	β	
<i>Hustota vzduchu</i>	ρ	kg/m^3
<i>Hustota paliva</i>	ρ_p	kg/m^3
<i>Součinitel skluzové přilnavosti</i>	η_0	

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	výkres sestavy
Příloha 2	CD s elektronickou podobou práce